

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-205905

(43)公開日 平成11年(1999)7月30日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

F I

B 6 0 L 7/24

B 6 0 L 7/24

$$\mathbf{Z}$$

B 6 0 T 8/00

B 6 0 T 8/00

 $\mathbb{Z}$ 

8/24

8/24

審査請求 未請求 請求項の数1 O L (全 10 頁)

(21)出願番号 特願平10-2807

(22)出願日 平成10年(1998)1月9日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市卜ヨ夕町1番地

(72) 発明者 副島 慎一

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

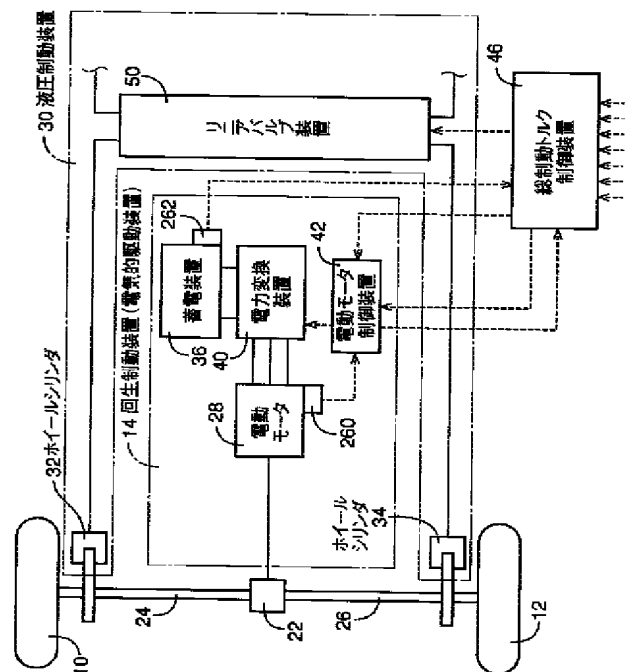
(74)代理人 弁理士 神戸 典和 (外3名)

(54) 【発明の名称】 車両用制動装置

(57) 【要約】

【課題】制動トルクの制御によりヨーイング制御を行う際の騒音の軽減を図る。

【解決手段】制動中において、車両のスピン傾向が設定状態より大きいと検出された場合には、後輪10、12の液圧制動トルクの大きさが保たれた状態で回生制動トルクが0にされる。その結果、後輪10、12に作用するコーナリングフォースを大きくすることができる。スピン抑制モーメントを大きくすることができ、操縦安定性を向上させることができる。回生制動トルクが減少させられるのであり、液圧制動トルクが制御されるのではないため、液圧制御用アクチュエータの駆動に伴う作動音の発生を軽減し、騒音を軽減し得る。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の車輪に、電動モータの回生制動により回生制動トルクを加える回生制動装置と、前記車輪と共に回転するブレーキ回転体に摩擦部材を摩擦係合させることにより、車輪に摩擦制動トルクを加える摩擦制動装置と、前記車輪に前記回生制動トルクと前記摩擦制動トルクとの両方が加えられている状態において、前記車両のヨーイング制御が必要になった場合に、前記摩擦制動トルクの大きさを保ったまま、前記回生制動トルクを減少させるヨーイング制御用制動トルク制御装置とを含むことを特徴とする車両用制動装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明が属する技術分野】本発明は、ヨーイング制御用制動トルク制御装置を備えた車両用制動装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】ヨーイング制御用制動トルク制御装置を備えた車両用制動装置の一例が、特開平7-232629号公報に記載されている。この公報に記載された車両用制動装置は、①車両の車輪に摩擦制動トルクとしての液圧制動トルクを加える液圧制動装置と、②前記車両のヨーイング制御が必要になった場合に、液圧制動トルクを制御するヨーイング制御用液圧制動トルク制御装置とを含むものである。ヨーイング制御用液圧制動トルク制御装置は、各車輪のホイールシリンダに対応して設けられた複数の電磁開閉弁を含むものであり、液圧制動トルクは電磁開閉弁の切換により制御される。そのため、ヨーイング制御時には、電磁開閉弁を切り換える際の作動音が発生し、耳障りである。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題、解決手段、作用および効果】そこで、本発明の課題は、制動トルクの制御によりヨーイング制御を行う際の騒音の軽減を図ることである。この課題は、車両用制動装置を下記各態様の構成とすることによって解決される。なお、各態様はそれぞれ項に分け、項番号を付し、必要に応じて他の項の番号を引用して請求項と同じ形式で記載する。各項に記載の特徴を組み合わせて採用することの可能性を明示するためである。

(1) 車両の車輪に、電動モータの回生制動により回生制動トルクを加える回生制動装置と、前記車輪と共に回転するブレーキ回転体に摩擦部材を摩擦係合させることにより、車輪に摩擦制動トルクを加える摩擦制動装置と、前記車輪に前記回生制動トルクと前記摩擦制動トルクとの両方が加えられている状態において、前記車両のヨーイング制御が必要になった場合に、前記摩擦制動トルクの大きさを保ったまま、前記回生制動トルクを減少させるヨーイング制御用制動トルク制御装置とを含むこ

とを特徴とする車両用制動装置（請求項1）。本項に記載の車両用制動装置において、ヨーイング制御時には、摩擦制動トルクの大きさが保たれたまま、回生制動トルクが減少させられる。その車輪に加えられる摩擦制動トルクと回生制動トルクとを含む総制動トルクが小さくされるため、その分、コーナリングフォースを大きくすることが可能となる。車輪に加えられる制動力とコーナリングフォースとの合力がタイヤと路面との最大摩擦力を越えることはできない（合力が摩擦円内に制限される）ため、タイヤに横すべりが生じた場合に、コーナリングフォースを増して横すべりを軽減するためには、制動力を軽減することが必要なのである。車輪の回転を抑制する制動トルクは、制動力と車輪の回転半径との積であるため、制動トルクを小さくすれば制動力が小さくなり、コーナリングフォースが大きくなって、車両の走行状態を正常な状態に近づけることができる等車両の操縦安定性を向上させることができる。例えば、後輪に、回生制動トルクと摩擦制動トルクとの両方が加えられている状態において、車両にスピン傾向が生じた場合に、回生制動トルクを減少させれば、後輪のコーナリングフォースを大きくすることができ、スピン傾向を抑制するモーメント（スピン抑制モーメント）を大きくすることができ、スピン傾向を抑制する（車両の走行状態を正常な旋回時走行状態に近づける）ことができるのである。同様に、前輪に回生制動トルクと摩擦制動トルクとの両方が加えられている状態において、ドリフトアウト傾向が生じた場合に、前輪のコーナリングフォースを大きくすれば、ドリフトアウト抑制モーメントを大きくすることができる。前輪と後輪との両方に摩擦制動トルクと回生制動トルクとの両方が加えられている場合においては、スピン傾向が生じた場合に後輪の回生制動トルクを減少させ、ドリフトアウト傾向が生じた場合に前輪の回生制動トルクを減少させることができ、車両がいずれの状態になっても、車両の操縦安定性を向上させることができる。このように、本項に記載の車両用制動装置においては、摩擦制動トルクが制御されるのではなく、回生制動トルクが減少させられるのであるため、摩擦制動トルク制御用のアクチュエータの作動音が発生することがない。また、摩擦制動トルクの大きさが保たれるため、車両全体の制動トルクが大きく低下させられることを回避し得る。なお、本発明は、ヨーイング制御において、回生制動トルクを減少させた後に摩擦制動トルクの制御を行うことを排除するものではない。回生制動トルクを減少させれば、車両の走行状態が正常状態に近づけられて摩擦制動トルクの制御が不要になることが多く、摩擦制動トルクの制御回数を減らすことができる。摩擦制動トルクが液圧制動トルクであり、従来の車両用制動装置における場合と同様に、液圧制動トルクの制御の際に電磁開閉弁、電磁方向切換弁等の電磁弁における作動音が発生される場合には、その作動音の発生回数を減らすことがで

きるのである。回生制動トルクは、車両のヨーイング制御が必要になった場合に減少させられるのであるが、回生制動トルクは、決められた減少量だけ減少させられるようにしても、決められた目標値に達するまで減少させられるようにしてもよい。減少量は、車両の走行状態等に基づいて連続的、または段階的に決められた大きさであっても、走行状態等とは無関係の予め定められた大きさであってもよい。また、目標値についても同様に、走行状態等に基づいて決められた値であっても、予め定められた設定値であってもよく、設定値は、例えば、0とすることができる。なお、減少量と目標値とのいずれか一方が決まれば他方が決まるため、いずれを決めてもよい。車両のヨーイング制御が必要になった場合は、回生制動トルクを減少させることによりコーナリングフォースを増加させることが望ましい場合のことである。車両がスピン傾向やドリフトアウト傾向にあっても、その程度が低い場合はヨーイング制御は不要である。また、緊急制動中等制動トルクを低下させることが望ましくない場合もあり、この場合は、ヨーイング制御が必要でないとしてもできる。

(2) 前記ヨーイング制御用制動トルク制御装置が、回生制動トルクの減少量を決定する減少量決定手段を含む(1)項に記載の車両用制動装置。減少量決定手段によって回生制動トルクの減少量が決定されるが、減少量は、前述のように、車両の走行状態等に基づいた大きさとしても、予め定められた設定量としてもよい。

(3) 前記ヨーイング制御用制動トルク制御装置が、車両の走行状態がヨーイング制御が必要な状態にあるか否かを判定する走行状態判定手段を含む(1)項または(2)項に記載の車両用制動装置。例えば、車両のスピン傾向、ドリフトアウト傾向が予め定められた設定状態より弱い場合はヨーイング制御が不要な場合であり、強い場合は必要な場合であると判定することができる。上述のスピン傾向、ドリフトアウト傾向が設定状態より弱い場合は、ヨーイング制御が不要な状態であり、換言すれば、走行状態を許容し得る状態にある。スピン傾向、ドリフトアウト傾向の強さの程度は、実施形態において詳述するように、スピンバリュースV、ドリフトアウトバリュースDV等に基づいて判断したり、実ヨーレイトと目標ヨーレイトとの差の絶対値等に基づいて判断したりすることができる。あるいは値自体と時間的な変化率との組合わせ等に基づいて規定することができる。

(4) 前記車両が、前記車輪として、前記回生制動トルクを加えられる駆動輪と共に非駆動輪を含み、前記摩擦制動装置が、①それら駆動輪および非駆動輪の各々と共に回転する前記ブレーキ回転体に液圧によって摩擦部材を押し付けることにより、それら駆動輪および非駆動輪に液圧制動トルクを加える液圧制動装置と、②駆動輪と非駆動輪とに加えられる液圧制動トルクを一律に制御す

る一律制御装置と、駆動輪と非駆動輪とで別個に液圧制動トルクを制御する別個制御装置との少なくとも一方を含む(1)項ないし(3)項のいずれか1つに記載の車両用制動装置。摩擦制動装置が、別個制御装置を含まない場合には、回生制動トルクの減少によりヨーイング制御が行われる。一律制御装置を利用してヨーイング制御を行うことができないからである。別個制御装置を含む場合には、別個制御装置を利用してヨーイング制御を行うことが可能であるが、別個制御装置が複数の電磁開閉弁を含む場合には、ヨーイング制御時に電磁開閉弁の作動音が発生させられる。それに対して、駆動輪の回生制動トルクの減少によりヨーイング制御が行われれば、作動音の軽減を図ることができる。また、回生制動トルクを減少させた後に、別個制御装置が制御されるようにすれば、回生制動トルクの減少により、スピン抑制モーメントやドリフトアウト抑制モーメントを大きくすることができるため、電磁開閉弁を作動させる必要がなくなったり、電磁開閉弁の作動回数が少なくなったりするため、作動音の軽減を図ることができる。

(5) 車両の車輪に、電動モータの回生制動により回生制動トルクを加える回生制動装置と、前記車輪と共に回転するブレーキ回転体に摩擦部材を摩擦係合させることにより、車輪に摩擦制動トルクを加える摩擦制動装置と、前記車両のヨーイング制御が必要になった場合に、前記摩擦制動トルクの大きさを保ったまま、前記回生制動トルクを減少させることにより、車両における制動トルク前後配分を制御する制動トルク前後配分制御装置とを含むことを特徴とする車両用制動装置。摩擦制動トルクの大きさを保った状態で、前輪および後輪のいずれか一方に加えられる回生制動トルクを減少させれば、車両における制動トルク前後配分を制御することができる。例えば、後輪に回生制動トルクと摩擦制動トルクとの両方が加えられ、前輪に摩擦制動トルクが加えられている状態において、摩擦制動トルクの大きさを保ちつつ後輪の回生制動トルクを減少させれば、後輪の前輪に対する制動トルク配分が小さくなる。その結果、スピン傾向を抑制することができるが、これは、車両がスピン傾向にある場合に後輪の回生制動トルクを減少させる前述のヨーイング制御と合致する。本項に記載の車両用制動装置において、前輪の制動トルクと後輪の制動トルクとが、0対100の場合と、0対90の場合とでは、制動トルクの前後配分が異なるものとする。後輪に加えられる総制動トルクを小さくすれば、スピン傾向を抑制することが可能だからである。本項に記載の制動トルク前後配分制御装置は、(2)項に記載の減少量決定手段と、(3)項に記載の走行状態判定手段との少なくとも一方を含むものとしてすることができる。また、摩擦制動装置を、(4)項に記載の一律制御装置と別個制御装置との少なくとも一方を含むものとしてもできる。

【0004】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態である車両用制動装置について図面に基いて詳細に説明する。図1に示すように、本車両用制動装置が搭載された車両はハイブリッド車であり、後輪駆動車である。駆動輪としての後輪10、12は、電気的駆動装置14と図示しない内燃駆動装置とによって駆動される。電気的駆動装置14は、差動装置22、ドライブシャフト24、26を介して、後輪10、12に接続されている。電動モータ28の駆動トルクは、差動装置22により、車輪10、12に均等に分配される。電気的駆動装置14は、この電動モータ28の回生制動により車輪10、12に回生制動トルクを加える回生制動装置でもある。上記車両には、摩擦制動装置としての液圧制動装置30が設けられている。車輪10、12と共に回転するブレーキ回転体としてのロータに摩擦部材としてのパッドがホイールシリンダ32、34に液圧が伝達されることにより押し付けられ、車輪10、12に液圧制動トルクが加えられる。車輪10、12には、回生制動装置14による回生制動トルクと液圧制動装置30による液圧制動トルクとが加えられ、回転が抑制される。

【0005】電気的駆動装置14は、上記電動モータ28の他、蓄電装置36、電力変換装置40、電動モータ制御装置42等を含むものである。電動モータ28には、蓄電装置36に蓄えられた直流電流が電力変換装置40により交流に変換されて供給される。電力変換装置40は、インバータ等を含むものであり、電動モータ制御装置42によって制御される。インバータにおけるすべり周波数制御やベクトル制御等の電流制御により、電動モータ28の駆動トルクの大きさが制御され、車輪10、12に加わる駆動トルクが制御される。電動モータ制御装置42は、電力変換装置40を、図示しないアクセルペダルの操作状況に応じた大きさの駆動トルクが得られるように制御する。一方、電動モータ28の回転軸が車輪10、12によって強制的に回転させられる際には、電動モータ28に発生する起電力により蓄電装置36に充電すれば、電動モータ28が上記外部の力に対して負荷となり、回生制動トルクが発生する。回生制動トルクの制御も駆動トルクの制御と同様に、電力変換装置40により行われる。回生制動トルクは、総制動トルク制御装置46から供給される情報である回生制動トルク目標値に近づくように制御される。

【0006】液圧制動装置30は、前記後輪10、12のホイールシリンダ32、34、リニアバルブ装置50の他、図2に示す液圧制御弁装置52、前輪60、62のホイールシリンダ64、66、液圧源68等を含むものである。液圧源68は、定液圧源70、ブースタ付きマスタシリンダ72等を含むものであり、ブースタ付きマスタシリンダ72に設けられた2つの液圧室のうちの一方に、定液圧源70が接続されている。ブレーキペダル76が踏み込まれると、その踏力が定液圧源70から

供給された作動液を利用して倍力され、その踏力に応じた大きさの液圧が、ブースタ付きマスタシリンダ72に設けられた2つの液圧室に発生させられる。一方の液圧室には、液通路80を介して駆動輪である後輪10、12のホイールシリンダ32、34が接続され、他方の液圧室には、液通路82を介して前輪60、62のホイールシリンダ64、66が接続される。リニアバルブ装置50は、一律制御装置の一態様であり、液圧制御弁装置52は、個別制御装置の一態様である。

【0007】定液圧源70は、マスタリザーバ84、ポンプ85、アキュムレータ86等を含むものであり、マスタリザーバ84の作動液がポンプ85によって汲み上げられてアキュムレータ86に蓄えられる。アキュムレータ86には、2個の圧力スイッチ88a、88bが取り付けられている。一方の圧力スイッチは、アキュムレータ86に蓄えられた液圧が上限値より大きくなったことを検出するものであり、他方の圧力スイッチは下限値より小さくなったことを検出するスイッチである。これら圧力スイッチ88a、88bは、総制動トルク制御装置46に接続され、アキュムレータ86に蓄えられた作動液の液圧が設定範囲に保たれるようにポンプ85を駆動する電動モータが制御される。アキュムレータ86の液圧が上限値より大きくなれば、作動液がリリーフ弁89を介してマスタリザーバ84に戻される。

【0008】前記液通路82の途中には、電磁開閉弁90、92がそれぞれ設けられている。電磁開閉弁90、92の開閉により、ホイールシリンダ64、66とブースタ付きマスタシリンダ72とが連通させられたり、遮断されたりする。ホイールシリンダ64、66は、回生制動協調制御が行われる場合等に、ブースタ付きマスタシリンダ72から遮断される。

【0009】ホイールシリンダ64、66とマスタリザーバ84とを接続する液通路93の途中には、電磁開閉弁94、96が設けられている。電磁開閉弁94、96が開状態に切り換えられれば、ホイールシリンダ64、66とマスタリザーバ84とが連通させられる。ホイールシリンダ64、66の液圧が減圧させられ、液圧制動トルクが減少させられる。また、ホイールシリンダ64、66とリニアバルブ装置50とを接続する液通路98の途中には、電磁開閉弁100、102が設けられている。電磁開閉弁100、102は、通常制動時において回生制動協調制御が行われる場合には開状態に保たれ、ホイールシリンダ64、66とリニアバルブ装置50とが連通状態に保たれる。これら電磁開閉弁100、102をそれぞれバイパスするバイパス通路の途中には、それぞれ、ホイールシリンダ64、66からリニアバルブ装置50へ向かう作動液の流れを許容するが、逆向きの流れを阻止する逆止弁104、106が設けられており、これら逆止弁104、106により、ブレーキペダル76の踏み込みが解除された場合に、ホイールシ

シリンダ64、66の作動液がリニアバルブ装置50を経てブースタ付きマスタシリンダ72に早急に戻される。また、上記液通路98のリニアバルブ装置50と電磁開閉弁100、102との間には、電磁開閉弁108が設けられている。電磁開閉弁108は、回生制動協調制御が行われる場合、前輪60、62についてアンチロック制御が行われる場合等に開状態に保たれる。

【0010】上記リニアバルブ装置50は、ブースタ付きマスタシリンダ72と後輪10、12のホイールシリンダ32、34とを接続する液通路80の途中に設けられており、この液通路80のリニアバルブ装置50のホイールシリンダ側に前記液通路98が接続されることになる。リニアバルブ装置50とホイールシリンダ32、34との間には、電磁開閉弁110が設けられ、電磁開閉弁110をバイパスするバイパス通路の途中には、ホイールシリンダ32、34からリニアバルブ装置50へ向かう方向の作動液の流れを許容するが、逆向きの流れを阻止する逆止弁112が設けられている。また、ホイールシリンダ32、34とマスタリザーバ84とを接続する液通路114の途中には、電磁開閉弁116が設けられており、液通路80には、プロポーショニングバルブ118も設けられ、後輪10、12のホイールシリンダ32、34の液圧が前輪60、62のホイールシリンダ64、66の液圧に対して大きくならないように制御されている。図示するように、本実施形態においては、後輪10、12のホイールシリンダ32、34の液圧は、共通に制御される。

【0011】液通路80の、リニアバルブ装置50とブースタ付きマスタシリンダ72との間には液圧センサ122が設けられ、リニアバルブ装置50のホイールシリンダ側の近傍には液圧センサ124が設けられている。また、液通路98の途中に設けられた液圧センサ132は、上記液圧センサ124のフェールを検出するために設けられたものである。電磁開閉弁108が開状態に保たれた場合に、液圧センサ132の出力信号と液圧センサ124の出力信号とが大きく異なる場合には、液圧センサ124が異常であるとされる。

【0012】前記リニアバルブ装置50は、図3に示すように、増圧リニアバルブ150、減圧リニアバルブ152、減圧用リザーバ154および逆止弁156、158を含むものである。増圧リニアバルブ150は液通路80の途中に設けられ、減圧リニアバルブ152は液通路82と減圧用リザーバ154とを接続する液通路160の途中に設けられている。増圧リニアバルブ150をバイパスするバイパス通路の途中には、上述の逆止弁156が、ホイールシリンダからブースタ付きマスタシリンダ72に向かう作動液の流れは許容し逆向きの流れは阻止する向きに設けられている。減圧リニアバルブ152をバイパスするバイパス通路の途中には、上記逆止弁158が減圧用リザーバ154からブースタ付きマスタ

シリンダ72に向かう作動液の流れは許容し逆向きの流れは阻止する向きに設けられている。

【0013】増圧リニアバルブ150は、シーティング弁190と、電磁付勢装置194とを含むものである。シーティング弁190は、弁子200、弁座202、弁子200と一体的に移動する被電磁付勢体204、弁子200が弁座202に着座する向きに被電磁付勢体204を付勢する付勢手段としての弾性部材としてのスプリング206等を含むものである。また、電磁付勢装置194は、ソレノイド210、そのソレノイド210を保持する樹脂製の保持部材212、第一磁路形成体214、第二磁路形成体216等を含むものである。ソレノイド210の巻線の両端に電圧が印加されると、ソレノイド210の巻線に電流が流れ、磁界が形成される。磁束は、その多くが、第一磁路形成体214、被電磁付勢体204、第二磁路形成体216と被電磁付勢体204との間のエアギャップおよび第二磁路形成体216を通る。ソレノイド210の巻線に印加される電圧を変化させれば、被電磁付勢体204と第二磁路形成体216との間に作用する磁気力も変化する。この磁気力の大きさは、ソレノイド210の巻線に印加される電圧の大きさと共に増加し、それら印加する電圧と磁気力との関係は予め知ることができる。したがって、印加電圧をその関係に従って連続的に変化させることにより、被電磁付勢体204を付勢する力の大きさを任意に変更することができる。この被電磁付勢体204を付勢する力は、上述の磁気力のうちの被電磁付勢体204を第二磁路形成体216に接近させる方向の力のことであり、以下、電磁駆動力と称する。電磁駆動力は、スプリング206の付勢力とは反対向きの力である。なお、被電磁付勢体204の第一磁路形成体216に対向する面には、係合突部220が形成され、それに対する第一磁路形成体216の被電磁付勢体204に対向する部分には、係合凹部222が形成されており、被電磁付勢体204と第一磁路形成体216との相対位置の変化に応じて係合突部220と係合凹部222との間の対向部の面積が変化させられる。

【0014】被電磁付勢体204と第二磁路形成体216とによって形成される磁路の磁気抵抗は、被電磁付勢体204と第二磁路形成体216との軸方向の相対的な位置に依存して変化する。その結果、ソレノイド210に印加される電圧がそれほど大きくない範囲内において一定であれば、被電磁付勢体204を第二磁路形成体216方向へ付勢する電磁駆動力が、被電磁付勢体204と第二磁路形成体216との軸方向の相対的な位置に関係なくほぼ一定となる。一方、スプリング206による被電磁付勢体204を第二磁路形成体216から離間する方向へ付勢する付勢力（スプリングの付勢力）は、被電磁付勢体204と第二磁路形成体216との接近に伴って増大する。したがって、弁子200に、入口側液圧

と出口側液圧との液圧差に基づく付勢力（差圧作用力）が作用していない状態では、被電磁付勢体204の第二磁路形成体216方向への移動が、上記スプリング206の付勢力と電磁駆動力とが等しくなることにより停止することとなる。このように、印加電圧を増加させると被電磁付勢体204に作用する弁子200を弁座202に押し付ける向きの力（電磁駆動力とスプリングの付勢力との合力）が小さくなり、弁子200が弁座202から離間し易くなるのである。

【0015】減圧リニアバルブ152についても同様であるが、これら増圧リニアバルブ150と減圧リニアバルブ152とでは、弁子200を弁座202に接近させる方向に付勢するスプリングの付勢力が異なる。減圧リニアバルブ152におけるスプリング224の方が増圧リニアバルブ150におけるスプリング206より大きくされている。ホイールシリンダ液圧が高くなっても、作動液が、減圧リニアバルブ152を経て減圧用リザーバ154へ流れることが回避されているのである。

【0016】いずれにしても、増圧リニアバルブ150、減圧リニアバルブ152においては、前述の差圧作用力、スプリングの付勢力、電磁駆動力が作用し、電磁駆動力と差圧作用力との合力がスプリングの付勢力より大きい間、弁子200が弁座202から離間させられる。弁子200と弁座202との間から作動液の流れが許容されることになり、ソレノイド210に印加される電圧に応じてリニアバルブ装置50によって出力される液圧を制御することが可能となるのである。増圧リニアバルブ150のソレノイド210に印加される電圧が大きくなると、シーティング弁190において弁子200が弁座202から離間し易くなり、ホイールシリンダの液圧が大きくなる。同様に、減圧リニアバルブ152のソレノイドに印加される電圧が大きくなると、シーティング弁190が開き易くなり、ホイールシリンダ液圧が小さくなる。このように、増圧リニアバルブ150、減圧リニアバルブ152の各ソレノイド210への印加電圧に応じてホイールシリンダ液圧が制御されるのであり、増圧リニアバルブ150のソレノイド210、減圧リニアバルブ152のソレノイド210への印加電圧を制御することを、本明細書において、リニアバルブ装置50を制御すると略称することとする。

【0017】前記液通路82の途中には液圧センサ226が設けられている。液圧センサ226によって検出された液圧は、運転者の意図する制動力に対応する液圧であるため、後述するように、この液圧センサ226によって検出された液圧に基づいて目標総制動トルクが求められる。液通路82には、ストロークシミュレータ228が接続され、電磁開閉弁90、92が共に閉状態とされた場合においてブレーキペダル76のストロークが殆ど0になることが回避される。

【0018】総制動トルク制御装置46は、コンピュー

タを主体とするもので、入力部には、上記液圧センサ122、124、132、226、ブレーキペダル76が踏み込まれたことを検出する踏力スイッチ250、各車輪10、12、60、62の車輪速度をそれぞれ検出する車輪速センサ252～258等の他、電動モータ28の回転速度を検出する回転数検出装置260、蓄電装置36の充電状況を検出する充電状況検出装置262、ヨーレートセンサ266、横Gセンサ268等が接続され、出力部には、電動モータ制御装置42が接続されるとともに、液圧制御弁装置52に含まれる各電磁開閉弁のソレノイド、リニアバルブ装置50のソレノイド等が図示しない駆動回路を介して接続されている。ROMには、ヨーイング制御プログラム（その一部を図4のフローチャートで表す）、フローチャートの図示は省略するが回生制動協調制御プログラム等種々のプログラムが格納されている。

【0019】電動モータ制御装置42も、同様に、コンピュータを主体とするもので、入力部には、上述の回転数検出装置260等が接続され、出力部には、電力変換装置40等が図示しない駆動回路を介して接続されている。電力変換装置40は、電動モータ28の出力トルクが、アクセル操作量に応じた駆動トルクに近づくように制御されたり、回生制動トルク目標値に近づくように制御されたりする。この回生制動トルク目標値を表す情報は、前述のように、総制動トルク制御装置46から供給されるが、総制動トルク制御装置46へは、実回生制動トルクを表す情報等が供給される。実回生制動トルクの大さは、電動モータ28の回転数等に基づいて検出される。総制動トルク制御装置46は、電動モータ制御装置42から供給された情報で表される実回生制動トルクに基づいて、リニアバルブ装置50等を制御する。

【0020】以上のように構成された車両用制動装置における作動について説明する。ブレーキペダル76が踏み込まれると、その踏込み力に応じた大きさの液圧が、ブースタ付きマスタシリンダ72の液圧室に発生させられ、作動液がホイールシリンダ32、34、64、66に供給される。各車輪10、12、60、62には、ホイールシリンダ液圧に対応した液圧制動トルクが加えられ、車輪の回転が抑制される。回生制動協調制御が行われる場合には、非駆動輪としての前輪60、62には、液圧制動トルクが加えられ、駆動輪としての後輪10、12には、回生制動トルクと液圧制動トルクとを含む総制動トルクが加えられる。運転者の意図に応じた目標総制動トルクが、液圧センサ226によって検出された液圧に応じた大きさに決定される。また、回生制動トルク目標値が、エネルギー効率が最も大きくなる大きさに決定される。本実施形態においては、ブレーキペダル76の踏込み力に応じて決まる操作側上限値（目標総制動トルク）と、蓄電装置38における充電状況の都合で決まる充電側上限値との小さい方に決定されるのであり、この

11

ようにして決定された回生制動トルク目標値を表す情報が電動モータ制御装置42に供給される。また、目標総制動トルクから、電動モータ制御装置42から供給された情報で表される実回生制動トルクを引いた値が目標液圧制動トルクとされる。リニアバルブ装置50が、液圧センサ124によって検出される出力液圧に対応する液圧制動トルクが上記目標液圧制動トルクに近づくように制御される。

【0021】制動中に、車両の走行状態がスピン抑制制御が必要な状態にあることが検出された場合には、回生制動トルクが0にされる。図5に示すように、後輪10、12に加えられる総制動トルクが小さくされるため、後輪10、12に作用するコーナリングフォースが大きくなり、スピン抑制モーメントが増加させられる。車輪のタイヤに横すべりが生じている状態においては、車輪に加えられる制動力とコーナリングフォースとの合力が最大静止摩擦力を越えることがないため（摩擦円）、制動力が小さくされれば、コーナリングフォースを大きくすることが可能となるのである。図6に示すように、制御前に、車両に生じるモーメントMb（後輪分）は、後輪10、12に加えられる液圧制動トルクと回生制動トルクとの和としての総制動トルクを総制動トルクFXL、FXRとし、コーナリングフォースをコーナリングフォースFyL、FyRとし、また、車両の重心と後輪10、12の接地面との間の前後方向の距離を距離Lrとし（距離Lrと距離Lfとの和がホイールベースLである）、幅方向の距離を距離Dr/2とした場合には、式

$$Mb = Lr \cdot FyL + Lr \cdot FyR - Dr \cdot FXL/2 + Dr \cdot FXR/2$$

で表される大きさとなる。それに対して、回生制動トルクを0にすれば、後輪10、12に加えられる総制動トルクは減少させられて、総制動トルクFXL- $\alpha$ 、FXR- $\alpha$ となり、コーナリングフォースは増加させられてコーナリングフォースFyL'、FyR'となる。その結果、車両に生じるモーメントMa（後輪分）は、式

$$Mb = Lr \cdot FyL' + Lr \cdot FyR' - Dr \cdot FXL/2 + Dr \cdot FXR/2$$

で表される大きさとなる。このように、後輪10、12に加えられる回生制動トルクを0になるまで減少させれば、スピン抑制モーメントが大きくなり、車両の走行安定性を向上させることができる。

【0022】本実施形態においては、車両にスピン傾向が生じた場合に、常に回生制動トルクが0にされるのではなく、スピン抑制制御が必要な状態、すなわち、スピン傾向が予め定められた設定状態を越えた場合に0にされる。車両のスピン傾向の強さの程度は、スピンバリュースVに基づいて検出することができる。各車輪10、12、60、62の回転速度に基づいて推定された車体速度V、横Gセンサ268、ヨーレートセンサ266に

12

よって検出された横加速度Gy、ヨーレート $\gamma$ から式（ $V_{yd} = Gy - V \cdot \gamma$ ）に従って横すべり加速度Vydが求められ、その横すべり加速度Vydを積分すれば横すべり速度Vyが求められる。この横すべり速度VyをスピンバリュースVとする。スピンバリュースVが大きい場合はスピン傾向が強いとすることができ、スピンバリュースVの絶対値が設定値SV<sub>0</sub>以上の場合に、スピン傾向が設定状態を越えたとすることができる。

【0023】図4に示すフローチャートに示すように、ステップ1（S1と略称する。以下、他のステップについても同様とする）において、ヨーレートセンサ266、横Gセンサ268等の出力信号が読み込まれ、S2において、スピンバリュースVが演算により求められ、スピンバリュースVが設定値SV<sub>0</sub>以上か否かが判定される。設定値SV<sub>0</sub>以上の場合には、判定がYESとなり、S3において、液圧制動トルクの大きさが保たれた状態で、回生制動トルクが0にされる。電動モータ制御装置42に0である回生制動トルク目標値を表す情報が出力されるのである。回生制動装置14においては、電力変換装置40の制御により、回生制動トルクを0に近づける制御が行われる。また、液圧制動トルクの大きさは保たれる。すなわち、ホイールシリンダ32、34、64、66の液圧が保持されるのであり、リニアバルブ装置50の各ソレノイド210への印加電圧が0にされる。回生制動協調制御は中止させられるのである。スピンバリュースVが設定値SV<sub>0</sub>より小さい場合には、判定がNOとなり、回生制動トルクは0にされず、回生制動協調制御が継続して行われることになる。ヨーイング制御を行う必要性が低いからである。

【0024】以上のように、回生制動トルクを0にすれば、前述のように、後輪10、12のコーナリングフォースを大きくすることができ、スピン抑制モーメントを大きくすることができる。また、回生制動トルクが制御されるのであり、液圧制御弁装置52が制御されることにより液圧制動トルクが制御されるわけではないため、ヨーイング制御の際に作動音が発せられ、騒音が生じることを回避することができる。さらに、液圧制動トルクが0にされるわけではないため、車両全体の制動トルクが大きく低下させられることを良好に回避し得る。また、制動トルクの減少に起因して車速が大きくなるため、車両に作動する遠心力が大きくなるが、それ以上にコーナリングフォースの増加の効果が大きいため、スピン傾向を抑制し得るのである。

【0025】回生制動トルクを0にしても、スピン傾向を抑制できない場合には、液圧制動トルクの制御を行うこともできる。液圧制御弁装置52の制御により、左側輪10、60と右側輪12、62との間における回転速度差の制御を行えば、スピン抑制モーメントを大きくすることができる。この場合においても、回生制動トルクを0にしないで液圧制御弁装置52の制御を行う場合に

比較して、作動音の軽減を図ることができる。回生制動トルクを0にすれば、スピン傾向が抑制されてスピン抑制制御を行う必要がなくなったり、制御量を小さくすることができるために電磁開閉弁の作動回数を減らしたりすることができるのである。

【0026】なお、上記実施形態においては、回生制動トルクが0にされたが、スピン傾向の強さの程度に基づいて決定された回生目標値になるまで減少させられるようにしてもよい。本願と同一出願人によって出願され、すでに公開されている特開平7-232629号公報に記載のように、車両の重心回りの、前輪側モーメントと後輪側モーメントとが釣り合うように、後輪に加えられる総制動トルク（液圧制動トルクと回生制動トルクとの和の総合目標値）を決定することもできる。前輪側モーメント $M_f$ 、後輪側モーメント $M_r$ は、それぞれ、前後方向力 $F_{Xf}$ 、 $F_{Xr}$ とコーナリングフォース $F_{Yf}$ 、 $F_{Yr}$ とによって生じるが、旋回中は、これらモーメント $M_f$ 、 $M_r$ の互いに逆方向である。したがって、これらの大きさが同じになれば（ $M_f = M_r$ ）、車両を正常に旋回させることができる。後輪に加えられる総制動トルクが総合目標値になるように、回生制動トルクを減少させることができるのである。

【0027】また、スピン傾向が設定状態以上にあるか否かは、実ヨーレート $\gamma_r$ と目標ヨーレート $\gamma_t$ との差の絶対値が設定値より大きいかな否かに基づいて検出することができる。目標ヨーレートは、ステアリングホイールの操舵角 $\theta$ に基づいて、式

$$\gamma_t = V \cdot \sin(\theta/N) \cdot K_2 / L$$

に従って求められる。ここで、 $N$ はステアリングギヤ比であり、係数 $K_2$ は、路面 $\mu$ に応じて変わる値で、路面 $\mu$ が大きくなると大きくされる値である。目標ヨーレート $\gamma_t$ は、スタビリティファクタ $K_h$ を使用して、式

$$\gamma_r = (V \cdot \theta) / \{ (1 + K_h \cdot V^2) \cdot N \cdot L \}$$

に従って求めることも可能である。

【0028】さらに、上記実施形態においては、車両用制動装置が搭載された車両が後輪駆動車であるため、スピン抑制制御が行われたが、前輪駆動車である場合には、ドリフトアウト抑制制御が行われることになる。前輪60、62に回生制動トルクと液圧制動トルクとの両方が加えられている状態において、車両のドリフトアウト傾向が設定状態を越えた場合に、前輪60、62に加えられる回生制動トルクが0にされる。ドリフトアウト抑制モーメントを大きくすることができ、車両の走行状態を正常な状態に近づけることができる。ドリフトアウト傾向の強さの程度は、ドリフトバリュ $DV$ に基づいて検出することができる。上述の目標ヨーレート $\gamma_t$ 、遅れ時定数 $T_r$ 、ラプラスの演算子 $s$ を用いて目標ヨーレートの位相調整の処理を式

$$\gamma_{ti} = \gamma_t / (1 + T_r \cdot s)$$

に従って行い、その位相調整後の目標ヨーレート $\gamma_{ti}$ と

実ヨーレート $\gamma$ との偏差 $\{\gamma * (\gamma_{ti} - \gamma)\}$ がドリフトバリュ $DV$ とされるのである。ドリフトバリュ $DV$ が設定値 $DV_0$ 以上の場合には、ドリフトアウト傾向が設定状態を越えたとすることができる。

【0029】また、上記実施形態においては、後輪10、12に電動モータ28が共通に設けられていたが、各々別個に設けることもできる。別個に設ければ、左右後輪10、12各々に加えられる回生制動トルクを別個に減少させることができ、作動音を軽減しつつ、左右トルク差の制御を行うことができる。さらに、液圧制動装置30においては、各車輪10、12、60、62の回転を抑制するブレーキが、ディスクブレーキであったが、ドラムブレーキとすることができる。ドラムブレーキとした場合には、ドラムの内部に電動モータ（インホイールモータ）を配設することが可能となり、その分省スペースを図ることが可能となる。

【0030】また、液圧制動装置30も、上記実施形態に限らず他の構造のものとするすることができる。リニアバルブ装置50は不可欠ではなく、液圧制動弁装置52の制御により、各車輪の液圧制動トルクが制御されるようにすることもできる。さらに、ブレーキスイッチ250は不可欠ではなく、液圧センサ122、226等によって検出された液圧が0より大きくなれば、ブレーキペダル76が踏み込まれたと検出することもできる。また、摩擦制動装置は、液圧制動装置に限らず、電動モータの駆動により摩擦部材をブレーキ回転体に押し付けるものとしたり、圧電素子等の積層体の伸縮により押し付けるものとしたりすることができる。これらを電動式摩擦制動装置と称することができる。さらに、車両用制動装置は、回生制動装置および液圧制動装置の他に、電動式摩擦制動装置や摩擦制動装置以外の制動装置等も含むものとするすることができる。

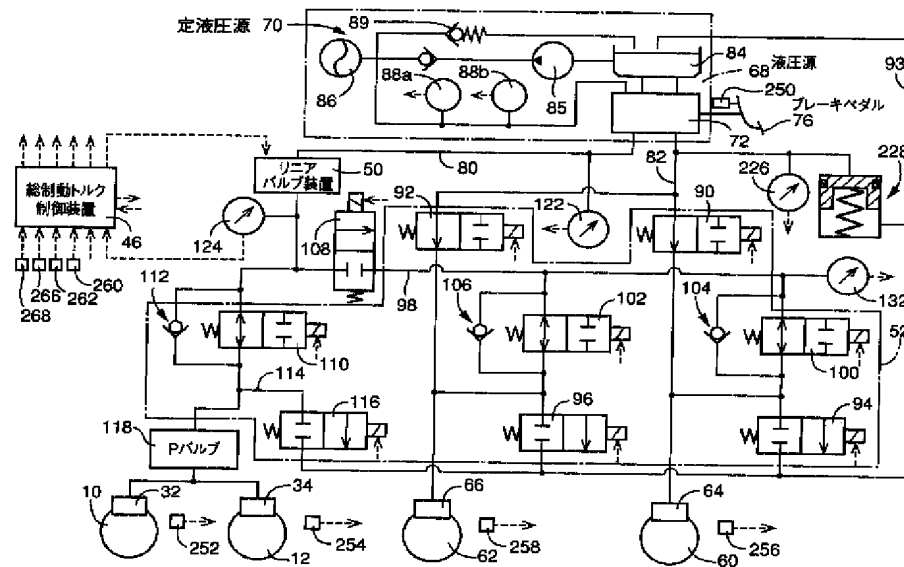
【0031】また、上記実施形態においては、総制動トルク制御装置46において回生制動トルク目標値が決定されていたが、回生制動トルク目標値は電動モータ制御装置42において決定されるようにすることもできる。さらに、回生制動協調制御における回生制動トルク、液圧制動トルクの制御の様子は、一例であり、他の態様で制御されるようにしても差し支えない。また、総制動トルク制御装置46から電動モータ制御装置42に電動モータ28の回生制動トルク目標値を表す情報が供給されるようにされていたが、回生制動トルクの変化目標値を表す情報が供給されるようにしてもよい。さらに、摩擦制動トルクが加えられていない状態において回生制動トルクを減少させることもできる。この場合には、0まで減少させることは望ましくなく、0より大きい値に保つことが望ましい。

【0032】本車両ヨーイング制御装置は、ハイブリッド車に限らず、電気自動車に適用することも可能であり、種々の車両の車両用制動装置に適用することが可能



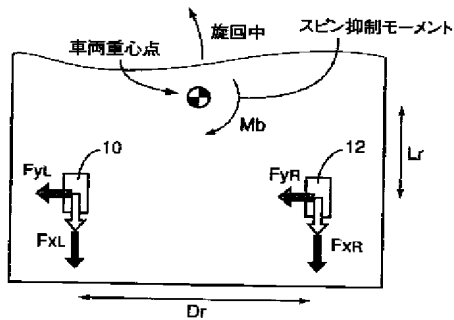


【図2】



【図6】

(a) 回生+液圧ブレーキ



(b) 液圧ブレーキ

